

CARACTERIZACIÓN, MODELO FÍSICO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL BAJO SIMUSOL DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON ABSORBEDOR ONDULADO Y PASO PARALELO DE AIRE¹.

G. Durán², M. Condorí,³

Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional (INENCO, UNSa. – CONICET)

Universidad Nacional de Salta

Av. Bolivia 5150 – A4408FVY Salta, República Argentina

FAX 54 387 4255489 – e-mail: gonzalo.jose.duran@gmail.com

Recibido 13/08/13, Aceptado 30/09/13

RESUMEN: Se presentan en este trabajo los ensayos experimentales, el modelo físico, y la simulación computacional de un colector solar de aire con absorbedor en chapa ondulada y paso paralelo de aire por arriba y debajo del absorbedor. Los ensayos fueron realizados durante siete días del mes de Julio, y siete días de Diciembre, con objeto de obtener la curva de eficiencia del colector. Fueron medidos valores de temperatura de flujo de aire en la entrada, centro, y salida del colector; velocidad de flujo en la entrada y salida del colector; temperatura ambiente y radiación solar sobre plano del colector. Los resultados obtenidos indican que el colector funciona con eficiencia máxima de 0.63, la cual corresponde a un flujo de 0.23 kg/s, y un salto térmico de 30 °C. En base a los resultados medidos se ha planteado el modelo físico del colector, y su simulación computacional, mediante Simusol. Los resultados simulados y medidos muestran un acuerdo muy satisfactorio, con una diferencia media menor a 2 °C en temperatura de flujo de aire.

Palabras clave: Colector solar de aire, eficiencia térmica, caracterización, simulación, modelo físico, Simusol.

INTRODUCCIÓN:

En los colectores solares de aire pueden aplicarse diversas mejoras al diseño clásico de colector de placa plana, las que llevan a incrementar la transferencia de calor al fluido, y con ello, la eficiencia térmica del dispositivo. Una mejora posible es el incremento del área de intercambio entre el absorbedor y el flujo. Esto se puede lograr mediante el uso de absorbedores con aletas, o por canales que permitan la circulación múltiple del flujo de aire.

El uso de chapas onduladas como absorbedores en colectores solares de aire permite un incremento del área de absorción del 8 a 10%, respecto al de una chapa plana. Las ondulaciones otorgan a la chapa una mayor rigidez estructural, un factor de importancia en el diseño a medida que se incrementa el área de superficie del colector solar. También la transferencia de calor mejora si se orienta el absorbedor de manera que las ondulaciones de la chapa sean transversales a la dirección del flujo de aire (Romhdame, [1]; Plotter, [2]; Metwally et al., [3], Wijeysondera, et al [4], Karsili, et al [5]). Además, se pueden plantear varias configuraciones de diseño: paso doble de flujo, en forma paralela o en contra corriente.

Se presentan en este trabajo los ensayos realizados sobre un prototipo de colector solar de aire, con absorbedor de chapa ondulada y paso paralelo de aire por arriba y debajo del absorbedor. Este colector fue diseñado para proveer de aire caliente a sistemas de secado solar de gran escala. Su diseño ha sido aspectado con un criterio de optimización de la eficiencia térmica, manteniendo, en lo posible un costo relativamente económico que asegure un tiempo de amortización inferior a los cinco años. Así, se consideró en la construcción del prototipo el uso de chapas galvanizadas, aislaciones térmicas de baja conductividad como lana de vidrio, y placas de policarbonato alveolar como cubierta selectiva. La construcción y la caracterización del colector fueron realizados sobre un prototipo ubicado en el predio experimental del INENCO, situado en la Sede Central de la Universidad Nacional de Salta. Además se presenta el modelo físico y la simulación computacional mediante SIMUSOL del prototipo de colector ensayado

Este modelo de colector solar de paso paralelo y absorbedor ondulado fue aplicado con éxito durante los últimos seis años, constituyendo la fuente de generación de calor de varios secadores industriales desarrollados por el grupo de trabajo, entre ellos, el secador industrial de hortalizas de la Cooperativa ProSol, en Huacalera, (Quebrada de Humahuaca, Jujuy); y en los secadores industriales de pimiento para pimentón ProSol San Carlos, y ADITAL, construidos en San Carlos, Salta, y ProSol Santa María, Catamarca. La construcción y ensayos realizados en estos secadores solares han llevado a optimizar el proceso de construcción de este modelo de colector, pasando de una longitud de 9.76 m en los primeros diseños, a una longitud de 5.8 m para el último secador construido, (ProSol Santa María).

CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR:

El diseño del colector ha sido descrito en anteriores trabajos, y viene siendo utilizado en diversas aplicaciones, ya sea secado solar, como en calefacción de recintos (Condorí et al, 2007, 2008, 2009). El colector, con superficie de captación de 9.76 m de largo y 0.94 m de ancho, tiene una altura de 0.1 m, y está construido en chapa galvanizada, con aislación de lana de vidrio

¹ Parcialmente financiado Proy. CIUNSa N° 1940

² Becario CONICET.

³ Personal Jerárquico INENCO - CONICET

y cubierta de policarbonato alveolar. La Figura 1 muestra un corte de sección transversal, detallando sus componentes, y las Figuras 2, 3, 4 muestran diversas instancias de la construcción del colector.

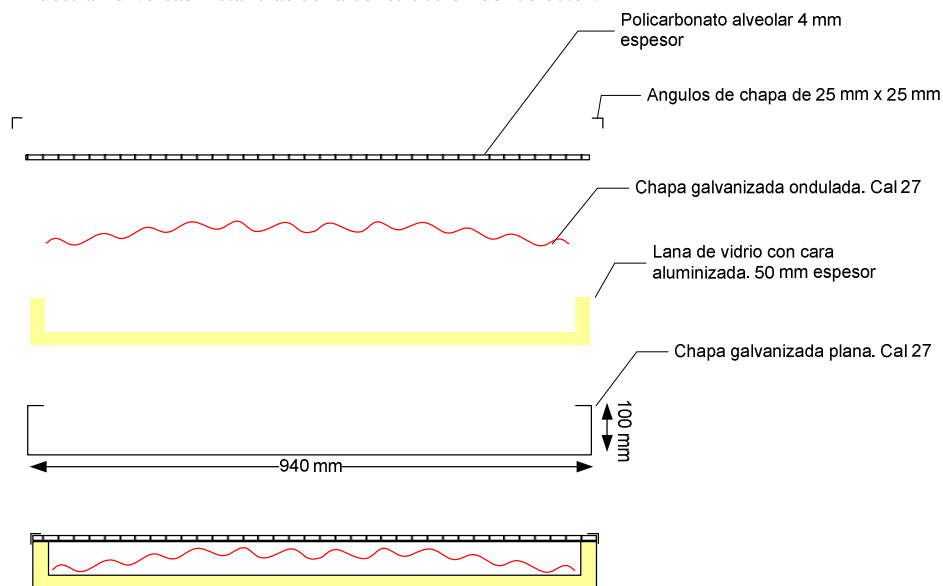


Figura 1: Esquema de sección transversal del colector. Se aprecian elementos constituyentes.

ENSAYO DEL PROTOTIPO DE COLECTOR DE PASO PARALELO:

Se llevaron a cabo ensayos sobre el prototipo en un lapso de catorce días, durante los meses de junio y diciembre. Las experiencias se realizaron en un tiempo de doce días, durante Junio y Diciembre, en el campo experimental del INENCO, UNSa, Salta (lat: 24°48" S, long: 65°25" OE), iniciando a hora 11:00 (hora local), hasta hora 15:00. El prototipo fue colocado hacia el norte, sobre un soporte articulado que permite seguir la altura solar.

Los ensayos fueron llevados a cabo con incidencia normal de radiación sobre el colector, la cual fue determinada mediante el estudio de las proyecciones de la sombra de un marcador sobre la cubierta. Fueron sensados valores de temperatura ambiente, radiación solar global sobre el plano del colector y temperatura de flujo de aire a la entrada, centro y salida del colector, tanto para el canal de circulación superior, como para el inferior. Además, se sensaron manualmente valores de velocidad de flujo de aire en la sección de entrada y salida del colector.

En la caracterización del prototipo se siguió su curva de eficiencia, mediante la variación del caudal de aire circulante. Se adosó a la sección de entrada un ventilador centrífugo de ¼ Hp, y un registro articulado a la salida del colector, que permite variar el flujo de aire circulante.



Figuras 2, 3, 4: Etapas de la construcción del prototipo de colector.

Para sensar los valores de temperatura se utilizaron termocuplas de tipo K, calibradas, con protección contra IR. La radiación solar fue registrada mediante un piranómetro fotovoltaico LICOR Li – 200. Estos sensores fueron adosados a un datalogger NUDAM 425, configurado para toma continua de datos con frecuencia de uno, tres, o cinco minutos, según el día de ensayo. Los valores de velocidad de flujo de aire se midieron en las secciones de entrada y salida del colector, mediante un anemómetro de hilo caliente TSI VelociCalc, de toma directa.

i. *Resultados obtenidos: Análisis de un día de medidas:* Se eligió el día n° 7 del lote, (22 de junio). Las pruebas se realizaron en un lapso de cuatro horas, centrado al mediodía solar, (13:00), para la latitud y mes del año.

La Figura 5 muestra los resultados de temperatura ambiente y radiación solar sobre plano del colector. La temperatura ambiente presenta un mínimo de 15 °C al inicio del ensayo, y un máximo de 25 °C, al finalizar el periodo de prueba. La tendencia creciente de la curva indica que la máxima temperatura ambiente no se alcanza durante el período de ensayo. No es ese el caso de las medidas de radiación solar global sobre el plano del colector, las que presentan un máximo de 800 W/m²,

durante el mediodía solar (hora 13:00). Además, la curva presenta simetría respecto al máximo, observándose mínimos entre 650 y 700 W/m², presentes en el momento de inicio y finalización del ensayo.

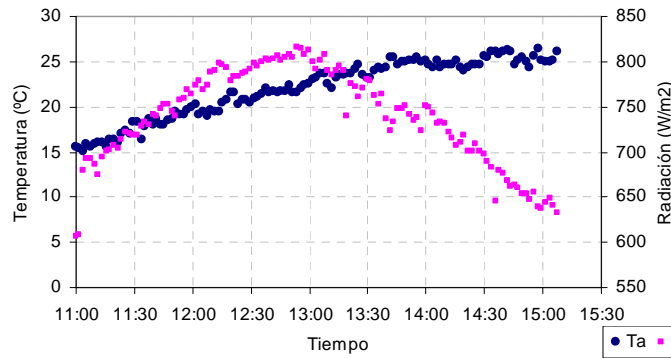


Figura 5: Datos ambientales del día de ensayo (22-jun.).

En la Figura 6 se muestran las medidas de temperatura de flujo de aire a la entrada (T_{in}), medio (T_{med}) y salida del colector (T_{out}), para el flujo circulante por arriba del absorbedor (arr), y para el flujo que circula por debajo (ab). Se observan temperaturas a la entrada superiores al ambiente y similares entre sí, independientemente del canal de flujo (inferior o superior). No es ese el caso de las medidas en el centro y salida del colector, donde se observan diferencias significativas entre los valores medidos por debajo y arriba del absorbedor. Aunque se podría suponer que la diferencia en resultados es originada por la acción del sol sobre las termocuplas del canal superior, el uso de capuchones para evitar el calentamiento del sensor por el intercambio radiativo interno cancela esa hipótesis, por lo cual la diferencia de resultados puede originarse por una menor circulación de aire en el canal superior; o por contacto del sensor con el absorbedor.

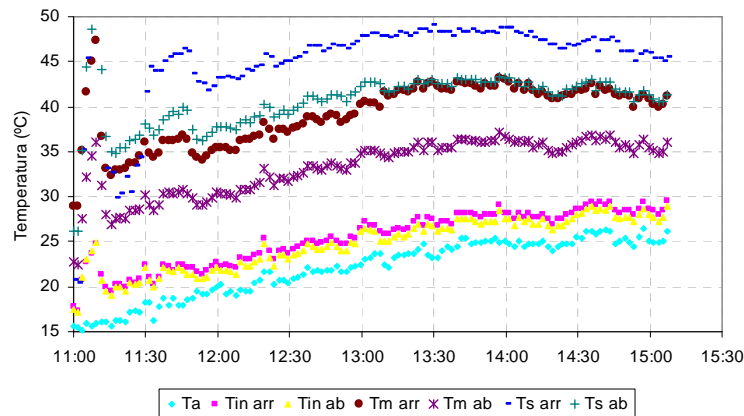


Figura 6: Temperatura ambiente, y flujo a la entrada, medio y salida del colector, para el canal superior y canal inferior.

La diferencia entre la temperatura de flujo a la salida y entrada del colector es de 20 °C, Figura 7. El agregado de la boca de acople con el motor origina una pérdida de carga a la entrada, mayor a la que se observa en condiciones de uso normales (donde el colector funciona como parte de un banco que opera en depresión respecto a la presión atmosférica, y el aire es forzado por un ventilador central). Debido a esta pérdida de carga, la diferencia en uso real entre la temperatura de salida y la temperatura ambiente es superior en 3 a 5 °C a la diferencia entrada-salida, graficada en la Figura 7.

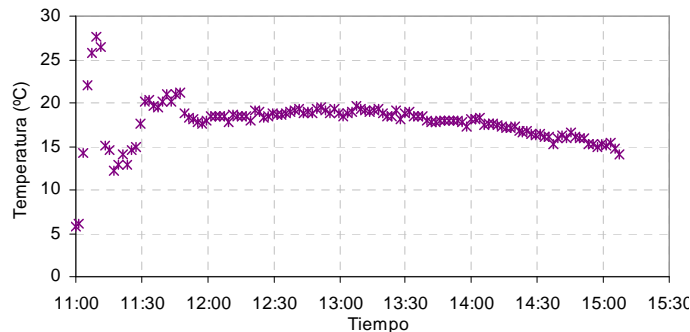


Figura 7: Diferencia entre temperatura de salida y temperatura de entrada de flujo.

Se calculó el calor útil, mediante la expresión $Q_u = mC_p(T_{out} - T_{in})$, considerando la capacidad calorífica del aire igual a 1006 J/kgK, y la velocidad de flujo medido, 0.23 kg/s. Se observa que el colector es capaz de entregar en mediodía solar, una potencia cercana a los 4500 J/s. Los primeros puntos del gráfico pueden despreciarse, ya que se encuentran originados por el flujo convectivo natural presentado antes de que se encienda el motor.

Se ha realizado el cálculo de eficiencia térmica en un intervalo de una hora centrado en el mediodía solar, mediante:

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})}{IA_c} \quad (1)$$

Los resultados obtenidos muestran valores de eficiencia del orden de 0.6, constantes durante el tiempo de cálculo. Además, se observa que la diferencia $(T_{out} - T_{in})/I$ presenta valores entre 0.003 y 0.005.

ii.- Resultados medidos. Análisis del lote completo:

A continuación se analizará los resultados completos del lote de medidas. Este engloba 14 días, de los cuales 9 se encuentran en el mes de Junio, y 5 en el mes de Diciembre. Debido al tiempo de ensayo y la frecuencia de sensado (de uno o cinco minutos), el lote de datos presenta una gran cantidad de información, por lo cual se optó por mostrar los valores diarios medios, mínimos y máximos de las distintas variables de ensayo.

La tabla 1 muestra un resumen de los resultados de flujo, eficiencia, salto térmico $(T_{out} - T_{in})$ y T_{amb} , indicando valores medios, máximos y mínimos para las medidas de temperatura. El cálculo del salto térmico ha sido realizado considerando el valor promedio de las temperaturas por arriba y debajo del absorbedor, a la entrada y salida del colector, mediante:

$$(T_{out} - T_{in}) = \frac{1}{2}[(T_{o,arr} + T_{o,aba}) - (T_{i,arr} + T_{i,aba})] \quad (2)$$

En esta ecuación $T_{o,arr}$ y $T_{i,arr}$ representan los valores de temperatura de flujo medidos a la salida del canal superior. De igual manera, $T_{i,aba}$ y $T_{o,aba}$ representan los valores medidos por los sensores ubicados en el canal inferior.

Día	Fecha	Flujo (kg/s)	η media	$(T_o - T_i)$ Max (°C)	$(T_o - T_i)$ Min (°C)	$(T_o - T_i)$ Med (°C)	T_{amb} Max (°C)	T_{amb} Min (°C)	T_{amb} Med (°C)
1	4-6	0.13	0.47	30.54	5.61	20.05	21.40	12.20	18.33
2	5-6	0.11	0.41	27.85	20.95	25.30	24.00	13.00	20.14
3	6-6	0.24	0.52	18.84	0.00	15.09	23.50	13.90	20.34
4	7-6	0.45	0.52	15.25	4.69	8.31	22.50	19.00	21.38
5	10-6	0.7	0.38	5.40	-2.34	1.21	22.50	13.70	19.64
6	20-6	0.23	0.47	19.85	6.34	16.02	24.20	8.60	17.17
7	22-6	0.23	0.60	27.62	5.75	17.55	26.50	15.10	21.96
8	26-6	0.17	0.49	26.85	5.60	17.58	20.00	10.30	16.24
9	27-6	0.23	0.57	20.95	6.24	15.71	20.20	16.60	18.39
10	13-12	0.47	0.63	14.90	1.45	9.01	32.50	27.80	30.32
11	18-12	0.49	0.60	12.69	3.01	9.33	34.30	28.10	31.32
12	18-12	0.39	0.62	16.10	-0.15	11.74	34.40	29.60	31.69
13	21-12	0.3	0.58	19.49	9.50	15.89	35.00	30.00	33.79
14	22-12	0.07	0.33	50.00	27.74	45.02	35.00	29.00	31.20

Tabla 1: Resumen de resultados de eficiencia, salto térmico y temperatura ambiente.

La Figura 8 representa los valores de temperatura de flujo en la entrada del colector por abajo y arriba del absorbedor. Los puntos de color indican los valores medios, en tanto que los guiones indican valores máximos y mínimos. Además, en el eje de las abscisas se indica el flujo medio que notoria por el colector en el día de ensayo. De esta gráfica se observa que en la entrada del colector no existen diferencias notorias entre temperaturas, lo cual ya fue observado al analizar los resultados del día 22-6. Además, se observa una relación inversa entre el flujo de aire circulante y la temperatura, pues los máximos de temperatura se registran en ensayos con escaso flujo circulante.

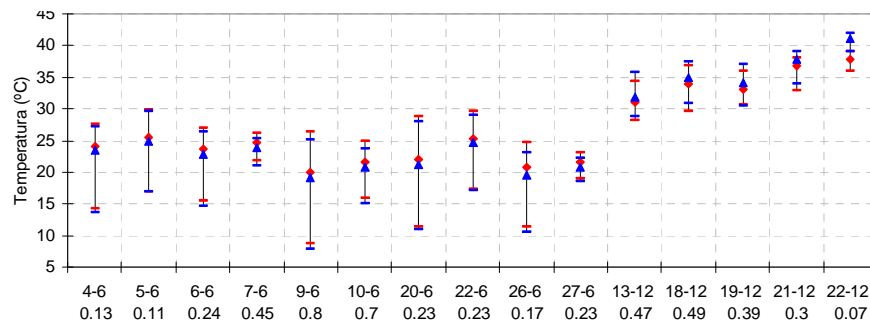


Figura 8: Temperatura de entrada de flujo, por abajo y arriba del absorbedor.

Los resultados de temperatura de flujo en el centro del colector se describen en la Figura 9. Se observa mayor separación de temperaturas por abajo y arriba del absorbedor, con diferencias en valores medios de 5 °C. Los valores de temperatura por arriba del absorbedor tienden a ser mayores que los medidos por debajo, lo cual indicaría diferencia en caudales.

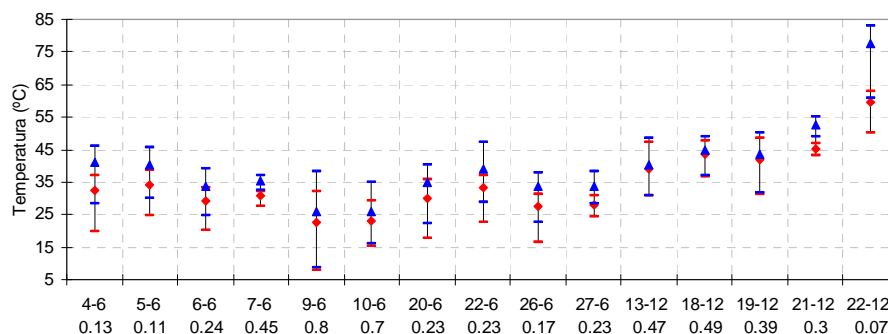


Figura 9: Temperatura de flujo en el centro del colector, por arriba y debajo del absorbedor.

La Figura 10 muestra las medidas de temperatura de flujo a la salida del colector, por arriba y por debajo del absorbedor. Al igual que en los resultados observados en el centro del colector, hay una diferencia entre los valores medidos en cada canal, la cual es más notoria que en la Figura anterior, sobre todo en valores extremos, que difieren hasta 8 °C entre sí.

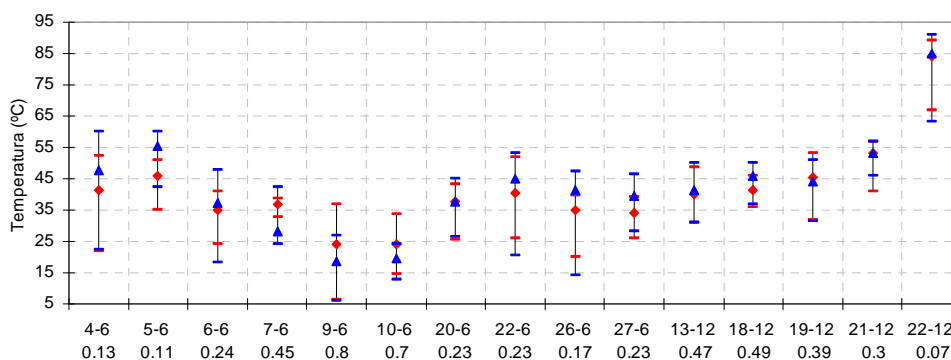


Figura 10: Temperatura de flujo a la salida del colector, por debajo y arriba del absorbedor.

Por último, las Figuras 11 y 12 muestran las medidas de calor y salto térmico entrada – salida. En el cálculo de Q_u se considera el flujo total de aire circulante, m , medido a la entrada y salida del colector. Los resultados observados en la Figura 11 muestran que la diferencia media de temperatura presenta valores medios de 15 a 25 °C, para los diversos caudales ensayados. Se observa un valor extremo, durante el último día de ensayo, con flujo por convección natural.

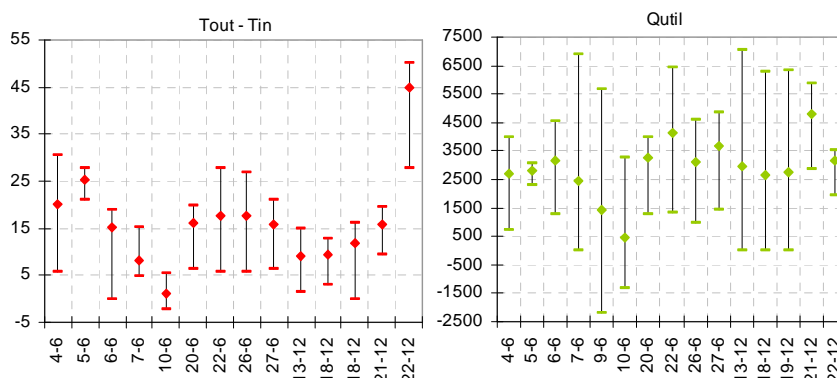


Figura 11, 12: Salto térmico en el colector, y potencia generada.

Resultados obtenidos: Curva de eficiencia del colector:

La Figura 13 muestra los resultados del cálculo de eficiencia, representado en función del caudal de aire circulante. En ella, los puntos azules indican el valor medio de eficiencia para cada día de ensayo, de acuerdo a lo expresado en la Tabla 1. Como se puede observar en la Figura, al variar el caudal de aire circulante se obtiene una curva parabólica, cuyo ajuste polinomial se muestra con una línea sólida en la gráfica. De los resultados se observa que existe un intervalo dentro del dominio, con caudales que varían de 0.25 kg/s a 0.45 kg/s, donde se presentan los máximos de eficiencia, del orden de 0.6 a 0.63. Como es de esperar, bajos caudales llevan a encontrar bajos valores de eficiencia, ya que al circular el menos flujo, la remoción de calor del absorbedor es deficiente. De la misma forma, caudales muy altos no lleva a obtener valores elevados de eficiencia, ya que el flujo de aire circula con excesiva rapidez, disminuyendo así la remoción de calor del absorbedor.

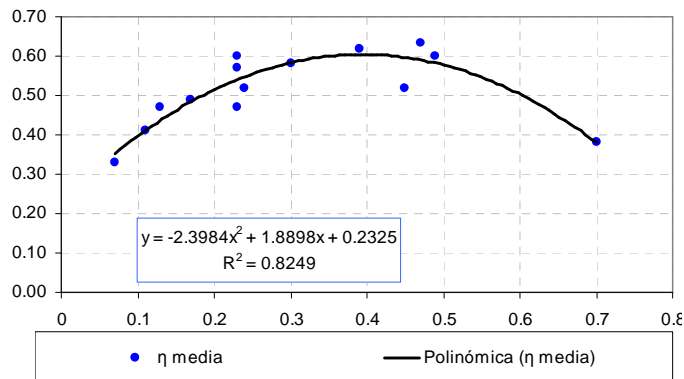


Figura 13: Curva de eficiencia versus caudal, $\eta(m)$, donde m está expresado en kg/s .

En la Figura 14 se han representado los resultados de eficiencia promedio para cada día de ensayo, en función de la diferencia $(T_{in} - T_{amb})/I$. Se muestra también el ajuste polinómico, con la correlación correspondiente. De acuerdo a los resultados obtenidos, y considerando la ecuación de eficiencia del modelo de colector de placa plana de Hottel y Whillier, se tiene que:

$$\eta = F_R(\tau_{cub}\alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{in} - T_{amb})}{I} = 0.7147 - 45.079 \frac{(T_{in} - T_{amb})}{I} \quad (3)$$

De ella puede estimarse el valor del producto $F_R U_L$, y de $F_R(\tau\alpha)$, obteniendo valores promedios aproximados de:

$$[F_R \tau_{cub} \alpha_{abs}] \approx 0.7147, \text{ y } [F_R U_L] \approx 45.079 \quad (4)$$

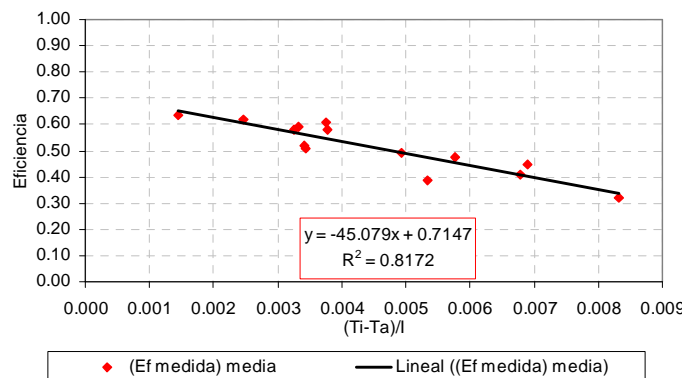


Figura 14: Curva de eficiencia versus $(T_o - T_i)/I$.

Por último, en la Figura 15 se muestran los resultados directos del cálculo de eficiencia para cada uno de los días del ensayo. Como se puede observar, existe una marcada dispersión de los resultados obtenidos, debido a la variación del caudal circulante y de las condiciones ambientales, apreciándose, sin embargo, la tendencia observada en la Figura 14.

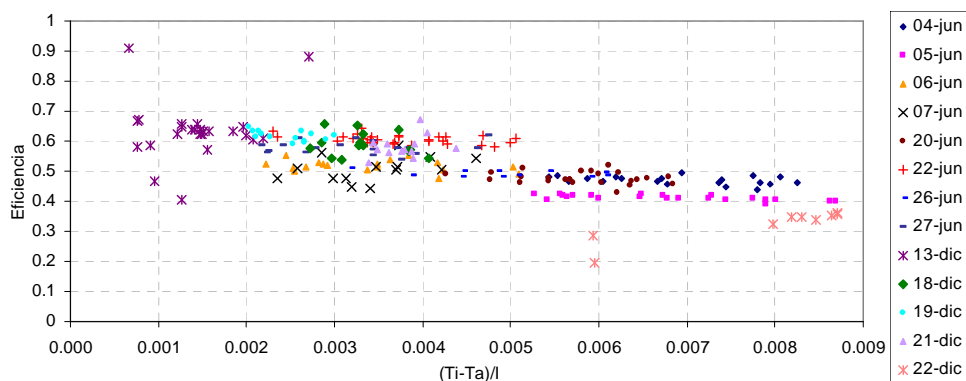


Figura 15: Medidas de eficiencia para los distintos días del ensayo.

MODELO DEL CALENTADOR SOLAR DE AIRE:

Para los balances de energía se consideró un elemento diferencial de longitud dz y ancho W , con las siguientes hipótesis:

- Se considerarán despreciables la acumulación de calor en el cuerpo del colector, cubierta, y aislación.
- Las temperaturas del absorbedor, del cuerpo del colector y de fluido son uniformes en cada elemento diferencial.

- Se considerará que el fluido no absorbe energía radiante.
- Se asumirán pérdidas de calor unidimensionales hacia el ambiente, en dirección perpendicular a la del flujo.
- Aunque el modelo es cuasi-estacionario, se considerarán variaciones temporales en las condiciones ambientales: temperatura ambiente, radiación solar global y velocidad de viento.

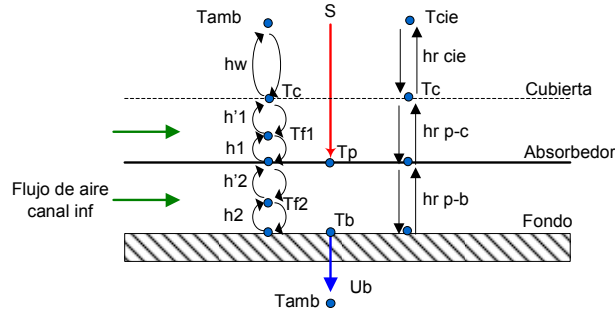


Figura 16: Esquema de corte longitudinal del colector modelado. Se muestran los coeficientes de transferencia.

i.- *Balance de energía en la cubierta:*

En base a las hipótesis establecidas se considera que la absorción de radiación en la cubierta es despreciable. En el balance de energía de la cubierta se consideran ganancias de calor por el intercambio radiativo con la placa absorbidora y mediante convección por el flujo de aire que circula por el canal superior. Al mismo tiempo, las pérdidas de calor al ambiente se producen por convección debido a la acción del viento, y por emisión radiativa a cielo abierto.

$$h_{r,p-c}(T_p - T_c) + h_1'(T_{f1} - T_c) = h_w(T_c - T_{amb}) + h_{r-cie}(T_c - T_{amb}) \quad (5)$$

En esta expresión, $h_{r,p-c}$ representa la transferencia de calor a la cubierta, a temperatura T_c , por emisión radiativa del absorbedor que se encuentra a temperatura T_p . La transferencia de calor convectiva por contacto con el fluido circulante, a temperatura T_{f1} , es representada con el coeficiente convectivo h_1' del segundo término del lado izquierdo de la igualdad. Las pérdidas de calor al ambiente, a temperatura T_{amb} y al cielo, se representan en el término derecho de la ecuación. La acción del viento se representa mediante el coeficiente convectivo externo, h_w , y la pérdida de calor por emisión radiativa a cielo abierto mediante el coeficiente radiativo h_{r-cie} .

ii.- *Balance de energía en el absorbedor:*

El término de la izquierda del balance representa la energía acumulada en un elemento diferencial de absorbedor, de ancho W . Para el absorbedor se considera la ganancia de energía por la radiación solar, S_o que atraviesa la cubierta, de transmitancia τ_c , y es absorbida en la chapa de absorbancia α_a . El calentamiento del aire en contacto con el absorbedor se tiene en cuenta mediante el coeficiente convectivo h_1 , para el flujo del canal superior (a temperatura T_{f1}) y mediante el coeficiente convectivo h_2 para el flujo por el canal inferior. Además, la emisión radiativa al fondo del colector, a temperatura T_b y a la cubierta, a temperatura T_c se consideran mediante los coeficientes radiativos h_{r2} y h_{r1} , respectivamente.

$$\frac{m_p C_{p,p}}{W} \frac{\partial T_p}{\partial t} = S_o(\tau_c \alpha_a) - h_1(T_p - T_{f1}) - h_2(T_p - T_{f2}) - h_{r,p-c}(T_p - T_c) - h_{r,p-b}(T_p - T_b) \quad (6)$$

iii.- *Balance de energía en el fluido:*

Al tener dos canales con circulación de flujo, deben plantearse dos balances de energía. Para el elemento diferencial del fluido 1 (flujo de aire que circula por el canal superior):

$$h_1(T_p - T_{f1}) = m_r C_p / W (dT_{f1} / dz) + h_1'(T_{f1} - T_c) \quad (7)$$

En tanto que para el fluido 2, que circula por el canal inferior del colector:

$$h_2(T_p - T_{f2}) = m(1-r)C_p / W (dT_{f2} / dz) + h_2'(T_{f2} - T_b) \quad (8)$$

En estas expresiones, el flujo másico de aire que circula por cada canal es representado por la variable r , siendo el flujo que circula por el canal superior m_r y $m(1-r)$, el flujo circulante por el canal inferior. Además, W es el ancho del colector solar, en tanto que h_1 y h_1' representan los coeficientes de transferencia de calor por convección en el canal superior; y h_2 junto a h_2' simbolizan, análogamente, los coeficientes de transferencia de calor por convección en el canal inferior. La variación longitudinal es simbolizada mediante la coordenada z .

iv.- *Balance de energía en el cuerpo del colector:*

Se considerará que el nodo de temperatura de fondo representa la temperatura del fondo y los costados del colector. En el balance de energía del cuerpo del colector se consideran el aporte de energía por convección del aire en el ducto inferior, junto al aporte por intercambio radiativo con la cara inferior del absorbedor. Además, el coeficiente $Ub-a$ representa las pérdidas de energía desde la cara interna del cuerpo del colector, hacia el ambiente. Así, $Ub-a$ considera la pérdida de calor

por conducción entre las caras internas y externas del cuerpo del colector, y las pérdidas convectivas al ambiente originadas por la acción del viento en la cara externa del cuerpo del colector. De esta forma:

$$h_2'(T_f - T_b) + h_{r,p-b}(T_p - T_b) = U_{b-a}(T_b - T_{amb}) \quad (9)$$

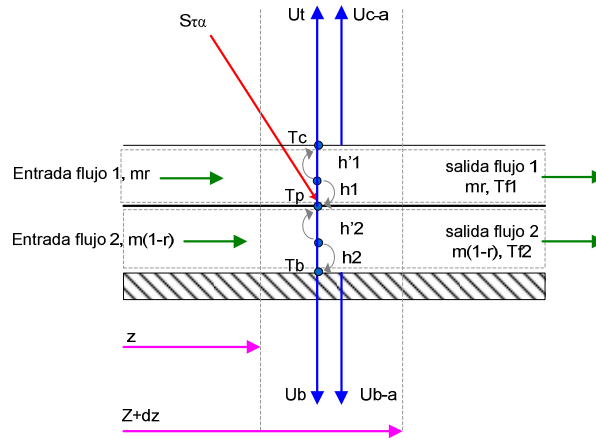


Figura 17: Esquema de flujo de energía para un colector solar de paso doble de aire.

v.- Eficiencia del colector:

La circulación de aire por los canales superior e inferior del colector origina que el calor útil tenga dos aportes, uno para el flujo superior y otro para el flujo del canal inferior, determinados mediante la expresión usual de calentamiento sensible:

$$Q_{u1} = mrC_p(T_{1,out} - T_{1,in}) \quad (10)$$

$$Q_{u2} = m(1-r)C_p(T_{2,out} - T_{2,in}) \quad (11)$$

Así, el calor útil total es:

$$Q_{uT} = Q_{u1} + Q_{u2} = mC_p[r(T_{1,out} - T_{1,in}) + (1-r)(T_{2,out} - T_{2,in})] \quad (12)$$

Para todo r, la eficiencia del colector es:

$$\eta = \frac{Q_{uT}}{A_c S_o} = \frac{mC_p}{A_c S_o} [r(T_{1,out} - T_{1,in}) + (1-r)(T_{2,out} - T_{2,in})] \quad (13)$$

vi.- Coeficientes de transferencia de calor:

Las resistencias a la pérdida de calor a través del fondo y costados del colector, y desde la cara externa del cuerpo del colector hacia el ambiente son de tipo conductivo para el primer caso, y convectivo por acción del viento, para el segundo. Así, si U_{b-a} , que representa el coeficiente de pérdidas desde el fondo del colector hacia el ambiente, este es igual a:

$$U_{b-a}^{-1} \approx \left(\frac{k_{ais}}{l_{ais}} \right)^{-1} + \frac{1}{h_w} \quad (14)$$

De igual forma, si el coeficiente U_{c-a} representa las pérdidas de calor desde la cubierta hacia el ambiente, este depende de las pérdidas convectivas al ambiente por acción del viento, representadas mediante el coeficiente convectivo h_w , y de las pérdidas radiativas a cielo abierto, de coeficiente radiativo $h_{r,c-a}$:

$$\left(\frac{1}{U_{c-a}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{h_w} \right)^{-1} + \left(\frac{1}{h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (15)$$

En esta última expresión, el coeficiente de pérdidas radiativas a cielo resulta de la aplicación de la ley de Stefan Boltzmann, considerando la emisividad de la cubierta, ϵ_c :

$$h_{r,c-a} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{amb}^2) (T_c + T_{amb}) \quad (16)$$

El coeficiente de pérdidas convectivas por viento puede ser evaluado mediante la correlación experimental derivada por Mc Adams, 1954, evaluada en función de la velocidad de viento, v: $h_w = 2.8 + 3v$ (17)

En la evaluación del intercambio radiativo entre las superficies internas del colector se pueden calcular considerando las expresiones usuales, dependientes de las emisividades de cubierta, absorbedor y fondo de colector, ε_c , ε_p , ε_b respectivamente:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{(1/\varepsilon_c) + (1/\varepsilon_p) - 1} \quad (18)$$

$$h_{r,p-b} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_b^2)(T_p + T_b)}{(1/\varepsilon_b) + (1/\varepsilon_p) - 1}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada dentro del colector se calcularon mediante la siguiente correlación, utilizada en Chamoli, et. al, 2012. Esta correlación es válida en flujo turbulento ($Re > 6000$):

$$Nu = \left(\frac{hD_h}{k} \right) = 0.333 Re_{D_h}^{0.8} Pr^{1/3} \quad (19)$$

Esta expresión depende de los números adimensionados de Reynolds, (Re), y de Prandtl (Pr). El número de Prandtl puede considerarse constante e igual a 0.7 para el rango de temperaturas de operación del colector. El número de Reynolds es calculado en base al diámetro hidráulico del canal, D_h , de la viscosidad del fluido, μ , y del área transversal del canal, A :

$$Re_{D_h} = \frac{\dot{m}D_h}{\mu A} \quad (20)$$

Donde el diámetro hidráulico del canal es calculado en función del área transversal del colector, A_t , y del perímetro mojado del canal, el cual se supone de altura $h/2$, siendo h el alto del colector.

En base a las ecuaciones 18, 19 y 20, se llega a la expresión para el coeficiente convectivo interno. Cabe aclarar que dentro de cada canal se consideran iguales los coeficientes convectivos involucrados, esto es, $h_1 = h_1'$ y $h_2 = h_2'$.

SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL COLECTOR DE PASO PARALELO MEDIANTE SIMUSOL:

Para la implementación computacional del modelo de colector de paso paralelo descrito en el apartado anterior se utilizó el software de simulación de circuitos térmicos Simusol. Simusol requiere para su funcionamiento la definición de fuentes de temperatura, (análogas a las fuentes de voltaje), flujos de calor por radiación y por transporte de masa (similares a las fuentes de corriente eléctrica). Además, la definición de resistencias térmicas (conductivas, convectivas y radiativas), similares a las resistencias eléctricas, y almacenamiento de energía por calentamiento sensible (similar a capacitores). Simusol resuelve circuitos térmicos haciendo uso de la analogía entre los fenómenos de transferencia de energía por diferencia de temperaturas, y de transferencia de energía por diferencia de potencial eléctrico. Para ello, utiliza como motor de cálculo una compilación modificada de Sceptre, un programa de simulación de circuitos eléctricos no lineales.

i. Implementación del modelo bajo Simusol.

Se modeló un colector de paso paralelo, de 9 m de largo, 0.96 m de ancho y 0.1 m de altura externa, con absorbedor en chapa galvanizada ondulada, similar al ensayado en los apartados anteriores.

Para la implementación de los balances de energía se discretizó el colector, representándolo mediante cinco volúmenes de control, V1 a V5. Las longitudes de los volúmenes de control fueron establecidas en forma variable para lograr una mejor adaptación a las condiciones de borde. Así el volumen de control i-ésimo es: $V_i = \chi_i(LA_t)$ (21)

Donde: $V_1 = V_5 = 0.1(LA_t)$ son los volúmenes de control de los extremos del colector, $V_2 = V_4 = 0.25(LA_t)$ son los volúmenes de control internos y $V_3 = 0.3(LA_t)$ representa el volumen de control central. Además, se estableció que las temperaturas de las superficies internas del colector y del fluido varían solo en la dirección de flujo de aire.

La figura 18 muestra el circuito eléctrico equivalente para cualquier volumen de control. En ella los nodos de temperatura de flujo de aire están representados en amarillo, en tanto que el nodo de temperatura de absorbedor es representado en naranja. El flujo de aire por el canal superior es representado mediante la unión de tres nodos de temperatura, Tair si, Tair s, Tair so. Ellos representan, respectivamente, la temperatura del flujo de aire en la entrada, en el volumen de control, y a la salida del canal superior de flujo en el volumen de control. De la misma forma, Tair ii, Tair i, Tair io denotan la temperatura de flujo de aire a la entrada, centro y salida del volumen del canal inferior. El ingreso de energía solar neta al absorbedor es representado mediante la fuente de flujo de calor por radiación, Jrad sol. De forma análoga, los flujos de calor por transporte convectivo del aire en los dos conductos se simboliza con las fuentes de calor por transferencia de masa Jm air s1, Jm air s2, Jm air i1, Jm air i2. Las fuentes de temperatura Ecie y Eamb representan la temperatura de cielo y ambiente.

Si se tiene en cuenta el diseño del colector, los dos ductos poseen áreas de sección distintas. Las áreas de sección de los canales superior e inferior se relacionan con el área de sección transversal del colector mediante la expresión:

$$A_{t\sup} = 1/3 A_t, \quad A_{t\inf} = 2/3 A_t \quad (22)$$

La definición de los elementos del circuito de la figura 18 se describe en la Tabla 2. Todos ellos están referenciados al área de hoja del volumen de control, mediante la expresión $A_{s,i} = \chi_i L W$, donde L es la longitud del colector y W su ancho. El diagrama completo del circuito se encuentra en la figura 23. Además, la figura 24 muestra la definición completa de los parámetros necesarios para la simulación. Por su tamaño, ambas figuras se representan en la última hoja de este trabajo.

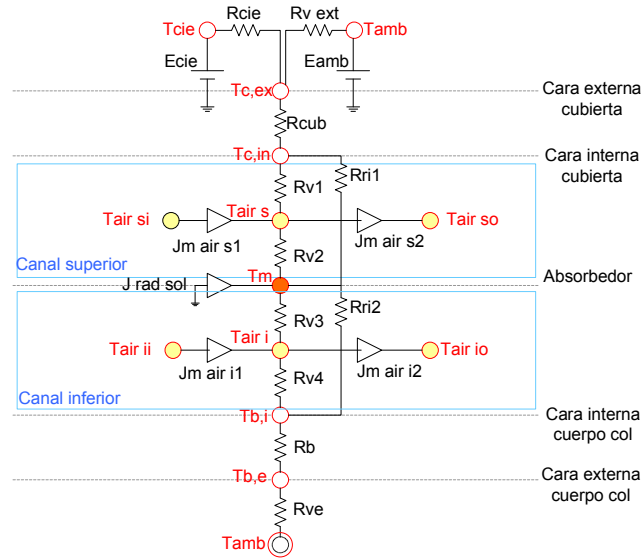


Figura 18: Circuito eléctrico equivalente para cualquier volumen de control.

Elemento	Descripción	Valor
Ecie	Fuente de temperatura, representa Temp cielo	$T_{\text{cielo}} = T_{\text{amb}} - 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Eamb	Fuente de temperatura, representa la Temp ambiente	$T_{\text{amb}} = \text{Lista de valores}$
Rcie	Intercambio radiativo a cielo abierto	$\varepsilon = 0.8$
Rvext	Resistencia convectiva por viento (sobre la cubierta)	$Ec \text{ (6-15)}, v = \text{Lista valores}$
Rvext	Resistencia convectiva por viento (sobre el cuerpo)	$h = 5 \text{ W/m}^2$
Rcub	Conducción de calor dentro de la cubierta	$k = 0.4 \text{ W/m}^2\text{K}, x = 0.004 \text{ m}$
Rb	Conducción de calor a través de la aislación del cuerpo	$k = 0.4 \text{ W/m}^2\text{K}, x = 0.05 \text{ m}$
Jrad sol	Flujo de calor por radiación solar hacia el absorbedor	$S = (\tau_{\text{cub}} \alpha_{\text{abs}}) I, \tau_{\text{cub}} = \alpha_{\text{ab}} = 0.9$ $I = \text{Lista de valores}$
Jm air s1	Flujo de calor por convección - canal superior	$m_1 = (\text{lista valores})$
Jm air s2	Flujo de calor por convección - canal superior	$m_1 = (\text{lista valores})$
Jm air i1	Flujo de calor por convección - canal inferior	$m_2 = (\text{lista valores})$
Jm air i2	Flujo de calor por convección - canal inferior	$m_2 = (\text{lista valores})$
Rv1	Resistencia convectiva canal sup. flujo - cubierta (h1')	$h1' \text{ se obtiene de Ec (6-17)}$
Rv2	Resistencia convectiva canal sup. flujo - absorbedor (h1)	$h1 = h1'$
Rv3	Resistencia convectiva canal inf. flujo - absorbedor (h2)	$h2 \text{ se obtiene de Ec (6-17)}$
Rv4	Resistencia convectiva canal inf. flujo - cuerpo col (h2')	$h2 = h2'$
Rri1	Resistencia radiativa interna cubierta - absorbedor	$\varepsilon_{\text{cub}} = 0.8 \varepsilon_{\text{abs}} = 0.9, Ec \text{ (6-16)}$
Rri12	Resistencia radiativa interna absorbedor - fondo	$\varepsilon_{\text{fondo}} = 0.8 \varepsilon_{\text{abs}} = 0.9, Ec \text{ (6-16)}$

Tabla 2: Elementos del circuito térmico para un volumen de control

ii. *Resultados obtenidos:*

Resultados del lote completo de datos: La tabla muestra un resumen de los resultados en los doce días de ensayo, con las eficiencias promediadas en un lapso de una hora (12:40 a 13:40), para los resultados simulados (azul) y los medidos (rojo). Además, se muestra el valor máximo y el promedio durante todas las horas de ensayo para la diferencia entre la temperatura de salida de flujo y la temperatura de entrada, ($T_o - T_i$), tanto para los valores medidos (rojo) como para los simulados (azul).

fecha	flujo	η_s prom	η_m med	$(T_o-T_i)m$ -max	$(T_o-T_i)m$ -med	$(T_o-T_i)s$ -max	$(T_o-T_i)s$ -med
4-6	0.13	0.43	0.47	30.54	20.05	29.09	23.63
6-6	0.11	0.38	0.41	27.85	25.30	27.25	24.18
6-6	0.24	0.52	0.52	18.84	15.09	18.84	15.09
7-6	0.45	0.62	0.52	15.25	8.31	10.92	9.80
10-6	0.7	0.39	0.38	5.40	1.21	7.00	2.88
20-6	0.23	0.5	0.47	19.85	16.02	20.98	18.10
22-6	0.23	0.58	0.60	27.62	17.55	19.94	17.51
26-6	0.17	0.49	0.49	26.85	17.58	22.86	19.83
27-6	0.23	0.53	0.57	20.95	15.71	21.12	16.24
13-12	0.47	0.648	0.63	14.90	9.01	16.62	9.76
18-12	0.49	0.64	0.60	12.69	9.33	13.58	10.59
18-12	0.39	0.63	0.62	16.10	11.74	18.91	12.63
21-12	0.3	0.578	0.58	19.49	15.89	20.66	16.64
22-12	0.07	0.31	0.33	50.00	45.02	47.71	39.40

Tabla 3: Resumen de resultados medios. Azul: resultados simulados. Rojo resultados medidos

De las gráficas de (T_o-T_i) figuras 19 y 20, existe un buen acuerdo entre los resultados simulados y los valores medidos, con diferencias entre los valores medios diarios menores a 1 °C. De igual manera, los máximos simulados coinciden con los máximos medidos, aunque en este caso la diferencia es ligeramente mayor, observándose desvíos de hasta 5 °C.

Para el cálculo de la eficiencia térmica se utilizó la ecuación (15), considerando $r = 1/2$, esto es, flujo de aire similar en cada canal. Mediante la opción de variación de parámetros de Simusol se han realizado corridas de la simulación variando la porción de flujo que circula por el canal superior, $r = 1/4, 1/3, 1/2$, siguiendo el método reseñado por Chamoli, donde se considera que el flujo de aire que ingresa en el colector se relaciona con el área de sección transversal de acuerdo a la expresión $m=pvAt$. Sin embargo, los resultados obtenidos no reportan una variación sustancial al variar r , por lo que se optó por utilizar el valor de referencia $r = 1/3$.

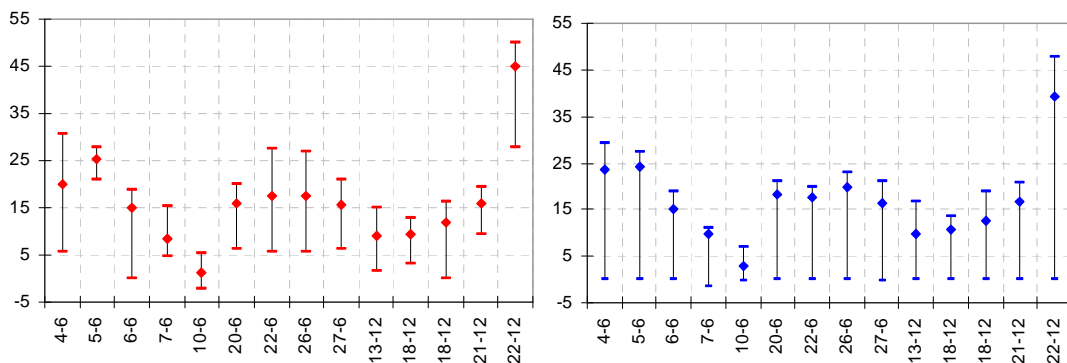


Figura 19, 20: Diferencia entre temperatura de flujo en la entrada y salida. Valores medidos (rojo), y simulados (azul).

Las figuras 21 y 22 muestran los resultados de eficiencia térmica instantánea, para un intervalo de una hora alrededor del mediodía solar. En la figura 21, se grafican los valores de eficiencia en función de flujo de aire total circulante. Los puntos azules representan los valores medios de eficiencia, en base a los datos de temperatura medidos; en tanto que los puntos violetas representan los resultados obtenidos mediante la simulación. Las líneas de tendencia, representan, en cada caso, un ajuste polinómico de segundo orden para los datos medidos y para los datos simulados. Del análisis de esta gráfica se puede observar que existe un adecuado ajuste de los valores simulados respecto a los medidos, aunque se observa un ligero sobre dimensionamiento de los resultados simulados, que no supera el 10% del valor obtenido.

La figura 22 representa los resultados de eficiencia en función de dT/G . Esta grafica indica, también, que los resultados simulados siguen de forma satisfactoria a los resultados medidos. De los datos hasta aquí obtenidos y de la simulación se puede inferir valores aproximados para los parámetros característicos del colector (F_R y U_L).

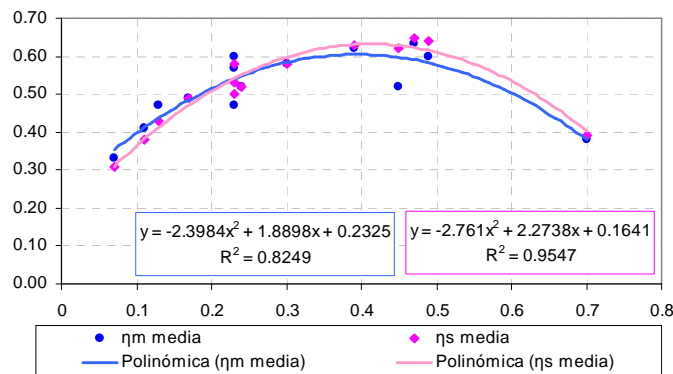


Figura 21: Eficiencia medida (azul) y simulada (lila) en función del flujo, $\eta(m)$, donde m está expresado en kg/s.

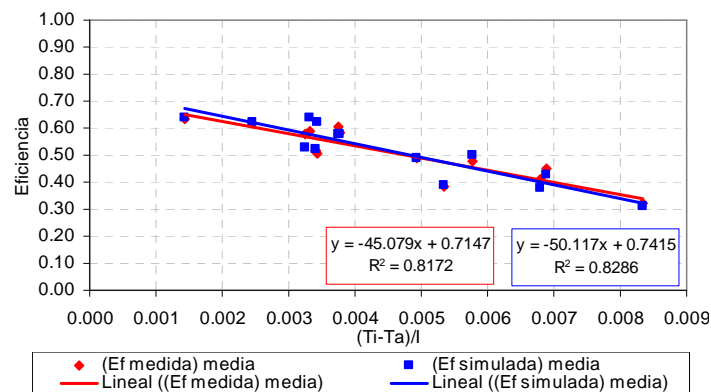


Figura 22: Eficiencia vs $(T_{out} - T_{in})/I$, para valores medidos y simulados.

CONCLUSIONES:

Se presentó en este trabajo los ensayos y simulación numérica de un prototipo de colector solar de aire con absorbedor de chapa galvanizada ondulada, y paso paralelo de aire. De acuerdo a lo observado, el paso paralelo del flujo de aire lleva a mejorar el área de contacto del flujo con el absorbedor, incrementando, la eficiencia térmica del colector solar de aire.

Los ensayos sobre el prototipo fueron realizados en el predio experimental del INENCO, UNSa, durante los meses de Junio y Diciembre. Se varió el flujo de aire circulante, mediante un ventilador centrífugo, y un motor de ¼ Hp en la entrada de flujo del colector. Un registro articulado, colocado a la salida del prototipo, permite variar el caudal de aire circulante.

Los resultados de un día de ensayo se muestran en las Figuras 6 a 11. De ellas se observa que para un flujo de aire de 0.25 kg/s, el colector es capaz de entregar temperaturas de flujo de 30 °C por arriba de la temperatura ambiente, observándose una diferencia de 20 °C entre la temperatura medida en la entrada y salida del colector. Con estos valores, el prototipo permite obtener 4000 J/s en mediodía solar, encontrándose que la eficiencia térmica en mediodía solar es cercana a 0.6.

El análisis de los resultados obtenidos en todo el período de ensayo se reseña mediante las Figuras 12 a 19. Mediante el análisis de estas graficas se puede concluir que el colector responde con eficiencias térmicas del orden del 60% en un rango de flujo de aire de 0.25 kg/s a 0.47 kg/s, para el cual se observan diferencias entre la temperatura de entrada y salida del colector de 20 a 25°C, y permitiendo obtener un flujo de calor de 2500 a 4500 J/s.

Se obtuvo la curva de caracterización del colector, mediante el empleo de la ecuación de Hottel Whillier, llegando a valores medios aproximados para FRUL, de 0.7147 y de 45.079 para $FR(\tau\alpha)$.

Se ha presentado el modelo físico y la simulación computacional del colector ensayado. La validación del modelo físico se ha realizado tomando en cuenta los datos medidos en el prototipo. El modelo toma en cuenta la existencia de dos canales de circulación de flujo, los cuales pueden tener áreas y caudales distintos. Se consideran los intercambios de calor dentro del colector, de tipo convectivo y radiativo, y las pérdidas de calor por la cubierta al ambiente, de tipo convectivas y radiativas, y a través del cuerpo del colector hacia el ambiente, de tipo conductivas en el cuerpo del colector, y convectivas en el exterior.

Se realizó una simulación computacional del colector mediante el uso de Simusol, considerando las hipótesis detalladas. Esta simulación se llevó a cabo tomando como entrada valores de temperatura ambiente, flujo de aire y radiación solar; contrastando los resultados medidos y simulados de temperatura de flujo en el medio y a la salida del colector. La validación del modelo se realizó contrastando los resultados simulados con los medidos, observándose un buen ajuste entre resultados medidos y simulados, tanto en temperaturas de flujo de aire, como en la curva de eficiencia del colector.

REFERENCIAS:

- Ben R. (2007). "The air solar collectors: Comparative study". Solar Energy 81 (2007) 139–149
- Plotter K., Sippel C.M., Beck A (1999). "Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors". Solar Energy Vol. 67, Nos. 1–3, pp. 35–52, 1999.
- Metwally M. N., Abou-Ziyan H. Z., El-Leathy A.M. (1997). "Performance of advanced corrugated-duct solar air collector compared with five conventional designs". RenewableEnergy, Vol 10, No 4, pp 519-537.
- Wijesundera NE, Tyioe LE, 1982. "Thermal performance study of two pass solar air heaters". Solar Energy 28(5), 363–380
- Karsili, S: Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. Ren En 32 (2007) 1645–1660
- Mc Adams, WH. (1958). Heat Transmission. McGraw-Hill. N.Y.
- Chamoli. S, Chauan. R, Thakur. NS, Saini, JS (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 481-492. Elsevier.
- Alia. D, Saravia L., Saravia, D. (2012). Simusol: Simulating thermal systems using Sceptre and Dia. Journal of Free Software and Free Knowledge. N° 1.
- Duffie, J. A. Solar Engineering of thermal Processes, 2a. Edition, pp. 268-290. Wiley Interscience, New York.
- Sartori. E., (2006) Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces. Sol En 80, Issue 9, Se 2006,

Abstract: The characterization, physical model, and computacional simulation of a solar air heater with paralel flow and wavy metal absorber, are presented. Tests carried out on the prototype include the measuring of air flow temperature and velocity, global solar radiation, and ambient temperature. The obtained results show a maximum efficiency of 0.63, with an airflow of 0.23 kg/s, and a temperature gap of 30 °C. Using the measured results, a physical model of the prototype was made. The simulated results were very accurate, with a bias less than 2 °C about the measured air flow temperature.

Keywords: Solar air collector, termal efficiency, computacional simulation, Simusol.

Parametros		Parametros		Tablas_archivos		Parametros	
#Dimensiones del prototipo Plar = 10#largo del colector (m) Pan = 0.96 #ancho del colector (m) Palt = 0.056 #alto del colector (m) Patr = Pan*Palt #area transv (m2) Pdiat = 0.33 #raz areas duc1 y duc2 Pac1 = Pdiat*Patr #area tr ducto 1 Pac2 = Patr - Pac1 #area tr ducto 2 Pdinl = 0.2#razon long nodo centr Pcen = Pdinl*Plar #long nodo centr Pdiue = 0.1#razon long nodos extr Pind1 = Pdiue*Plar #long nodos extr Pind2 = (Plar - Pcen- Pind1)/2 #1 nodos inter Panc = Pcen*Pan #area nod inter Pain1 = Pind1*Pan #area nodos extremos Pain2 = Pind2*Pan #area nodos medios Pk = 0.038 #aislacion perimetral		#Parametros de ajuste Pflu = 0.13 Paju = 0.5 Ptm1 = Tabla 3 (Tiempo) Ptm2 = Tabla 4 (Tiempo) Ptm = (Ptm2+Ptm1)/2 Pflu1 = Paju*Pflu Pflu2 = Pflu-Pflu1 Pom = Tabla 5 (tiempo) Pnm = Tabla 6 (tiempo) Pdtm = Pom - Pnm Poi = Temp air9 Po2 = Temp air92 Pi1 = Temp air1 Pi2 = Temp air12 PdtS = 0.5*(Poi+Po2)-(Pi1+Pi2) PQus=Pflu*1006*PdtS PQum = Pflu*1006*Pdtm PdtG = (Tabla 3(Tiempo) - Tabla 1(Tiempo))/(Tabla 2(Tiempo))		archivo Expe = 4-6-3m.txt columnas Tabla 1 = Expe, 1:4 #Tamb columnas Tabla 2 = Expe, 1:9 #Rad columnas Tabla 3 = Expe, 1:5 #Tm1 columnas Tabla 4 = Expe, 1:6 #Tm2 columnas Tabla 5 = Expe, 1:11 #Toutm columnas Tabla 6 = Expe, 1:10 #Tirm		#Coef convectivo Pdh = Patr/(Pan+0.5*Palt)#Dh de canal1 y PRedh1 = QRedh(Pflu1, Pmu, Pdh, Pac1)#R PRedh2 = QRedh(Pflu2, Pmu, Pdh, Pac2)#R PNu1 = 0.333*PRedh1**0.8*0.7**((1/3)#s PNu2 = 0.333*PRedh2**0.8*0.7**((1/3)#in Phcon1 = PNu1*0.03/Pdh#sup Phcon2 = PNu2*0.03/Pdh#inf	
		Parametros		Parametros		Funciones	
		#Parametros ambientales Ptam = Tabla 1 (tiempo) # Tamb(C) Prad = Tabla 2(tiempo) #Rad (W/m2) Pwi = 16#2.8+3*Pvi #hw (W/m2) Pti = PTam - 10 #Temp cielo (C)				QRedh(mm,m,u,Dh,At)=mm*Dh/(mu*At) QNu(Re) = 0.333*Re**0.8*0.7**((1/3)	

Datos		Datos		Datos	
#Rama1 Rcie1 = R1, Pain1, Pcmc,1 Rvex1 = V1, Pain1, Phvi Rcu1 = D1, Pain1, 0.004, 0.4 Rrin1 = Rri2 = R1, Pind1 *Panb, Pema,1 Rv12 = Rv11 = V1, Pind1*Panb, Phcon1 Rv13 = Rv14 = V1, Pind1*Panb, Phcon2 Jrs1 = JQ, Pind1*Panb, Prad*Paba*Ptau Rcue1 = D1, Pain1, 0.04, Pk Rvex1 = V1, Pain1, 0.75*Phvi Ein = E1, Tabla 1(tiempo) Ecie = Ptd Eamb = Ptam Cai1=Cai2=Cai3=Cai4=Cai5=Cai6=Cai7=Cai8=Cai9=Cai10=C1,1006,1 Cai12=Cai22=Cai32=Cai42=Cai52=Cai62=Cai72=Cai82=Cai92=C1,1006,1 Jas1=Jas2=Jas3=Jas4=Jas5=Jas6=Jas7=Jas8=Jas9=Jas10=JM,1006,Pflu1 Jai1=Jai2=Jai3=Jai4=Jai5=Jai6=Jai7=Jai8=Jai9=Jai10=JM,1006,Pflu2 Jai11=JM,1006,Pflu1+Pflu2		#Rama2 Rcie2 = R1, Pain2, Pcmc,1 Rvex2 = V1, Pain2, Phvi Rcu2 = D1, Pain2, 0.004, 0.4 Rrin2 = Rri22 = R1, Pind2*Panb, Pema,1 Rv22 = Rv21 = V1, Pind2*Panb, Phcon1 Rv23 = Rv24 = V1, Pind2*Panb, Phcon2 Jrs2 = JQ, Pind2*Panb, Prad*Paba*Ptau Rcue2 = D1, Pain2, 0.04, Pk Rvex2 = V1, Pain2, 0.75*Phvi		#Rama central Rcie3 = R1, Painc, Pcmc,1 Rvex3 = V1, Painc, Phvi Rcu3 = D1, Painc, 0.004, 0.4 Rrin3 = Rri32 = R1, Pcent*Panb, Pema,1 Rv32 = Rv31 = V1, Pcent*Panb, Phcon1 Rv33 = Rv34 = V1, Pcent*Panb, Phcon2 Jrs3 = JQ, Pcent*Panb, Prad*Paba*Ptau Rcue3 = D1, Painc, 0.04, Pk Rvex3 = V1, Painc, 0.75*Phvi	
		Datos		Datos	
		#Rama4 Rcie4 = R1, Pain2, Pcmc,1 Rvex4 = V1, Pain2, Phvi Rcu4 = D1, Pain2, 0.004, 0.4 Rrin4 = Rri42 = R1, Pind2*Panb, Pema,1 Rv42 = Rv41 = V1, Pind2*Panb, Phcon1 Rv43 = Rv44 = V1, Pind2*Panb, Phcon2 Jrs4 = JQ, Pind2*Panb, Prad*Paba*Ptau Rcue4 = D1, Pain2, 0.04, Pk Rvex4 = V1, Pain2, 0.75*Phvi		#Rama5 Rcie5 = R1, Pain1, Pcmc,1 Rvex5 = V1, Pain1, Phvi Rcu5 = D1, Pain1, 0.004, 0.4 Rrin5 = Rri52 = R1, Pind1*Panb, Pema,1 Rv52 = Rv51 = V1, Pind1*Panb, Phcon1 Rv53 = Rv54 = V1, Pind1*Panb, Phcon2 Jrs5 = JQ, Pind1*Panb, Prad*Paba*Ptau Rcue5 = D1, Pain1, 0.04, Pk Rvex5 = V1, Pain1, 0.75*Phvi	

Resultados		Parametros		Parametros		Graficos	
Tiempo #1 Temp air1 #2 Temp air12 #3 Temp air5 #4 Temp air52 #5 Temp air9 #6 Temp air92 #7 Temp abs1 #8 Temp abs3 #9 Temp abs5 #10 PRedh1 #11 PRedh2 #12 Phcon1 #13 Phcon2 #14 Ptm #15 Temp air3 #16 Temp air32 #17 Pdtm #18 PdtS #19 PQus #20 PQum #21 Prad #22 PdtG #23		#Parametros de flujo Pmu = 1.98*10**(-5)#Mu Tiempo 16100 segundos		#Parametros del absorbedor Panb = 1.1 #ancho (m) Pema = 0.9 #emitancia Paba = 0.9 #absortancia		Controles Integration routine = implicit	
		Parametros		Parametros		Iniciales	
		#Parametros de cubiert Ptau = 0.8 #transmitancia				Temp air1=Temp air2=Temp air3=Temp air4= Temp air5=16 Temp air6=Temp air7=Temp air8=Temp air9= Temp out= 16 Temp air12=Temp air22=Temp air32=Temp air42=16 Temp air52=Temp air62=Temp air72=Temp air82=Temp air92=16	

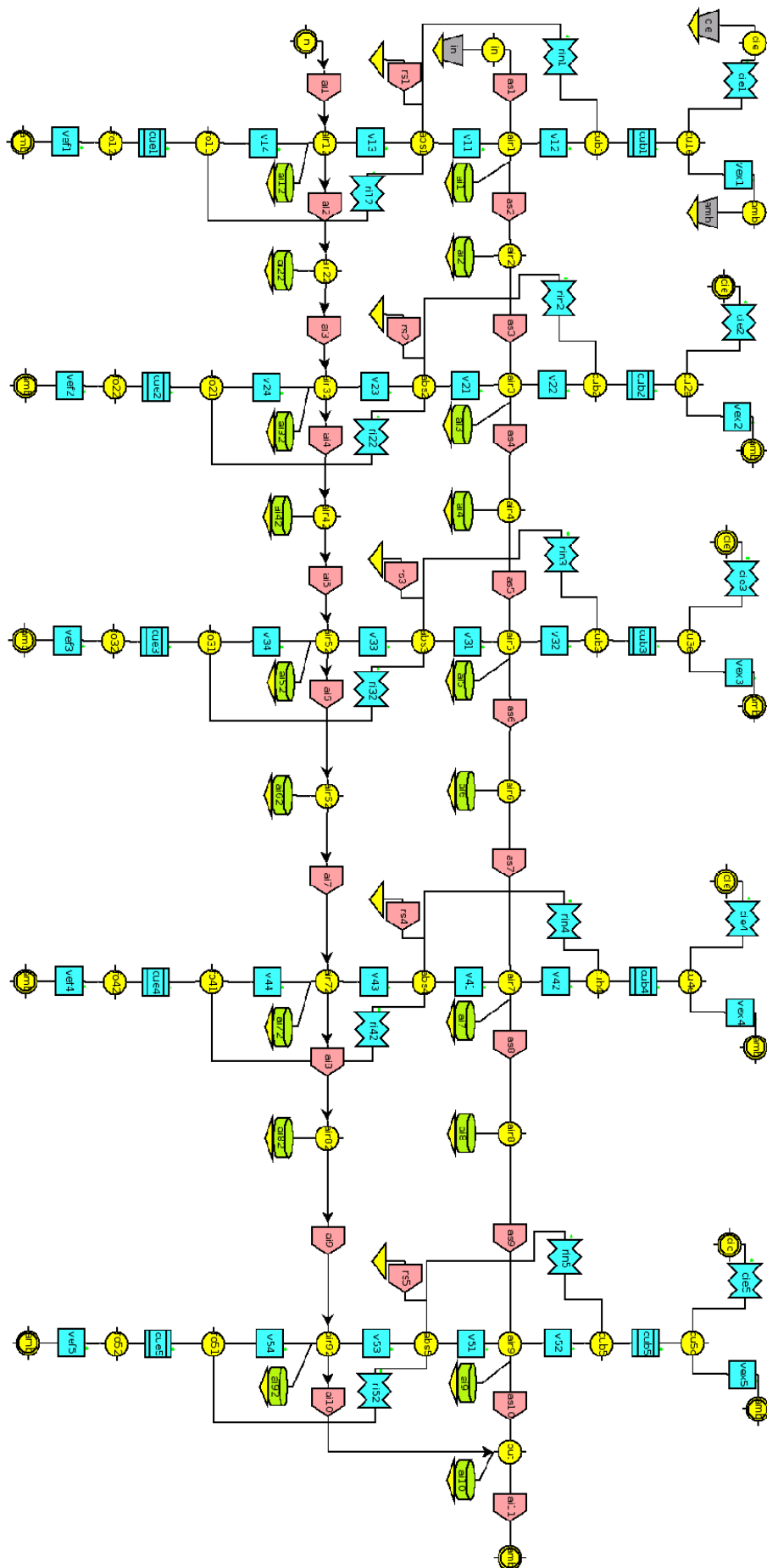


Figura 23 y 24: Diagrama completo de Simulink y cuadros de definición de elementos.